

Рис.3. Интерферограмма (вверху) и поле нормальных перемещений наружной поверхности блока цилиндров ДВС ВАЗ 21083 при воздействии максимального давления в цилиндре

Учитывая, что при работе двигателя поля перемещений суммируются, можно предположить, что у рассмотренных двигателей ВАЗ и ЗМЗ происходит частичное компенсирование полей перемещений. Оси крепежных единиц выравниваются, поперечные усилия, действующие на крепеж, уменьшаются, что существенно облегчает их режим работы. Для двигателя МеМЗ наблюдается

обратная картина. Направления векторов перемещений от затяжки и внутреннего давления суммируются, оси крепежных единиц существенно искривляются, растут поперечные нагрузки, что создает предпосылки для внезапного разрушения крепежа головки блока цилиндров.

Выводы

Незначительные конструктивные изменения зон расположения крепежа головки и блока цилиндров могут вызывать существенные изменения работоспособности конструкции двигателя. При разработке тепловых поршневых машин с высоким уровнем конструктивного совершенства целесообразно проводить расчетно-экспериментальное исследование конструкции-прототипа лазерно-интерференционными методами в сочетании с методами математического моделирования для оптимизации геометрических параметров ГРС двигателя.

Список литературы:

1. Кесарийский А.Г. Голографические исследования работоспособности двигателей внутреннего сгорания / А.Г. Кесарийский // Когерентная оптика и голография. Труды XXV школы-симпозиума. – Ярославль: Изд-во ЯГПУ, 1997г. – С.191 – 197.
2. Кесарийский А.Г. Голографические исследования деформации блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания / А.Г. Кесарийский // Авиационно-космическая техника и технология. – 1999. – Вып.9. Тепловые двигатели и энергоустановки – С. 335.
3. Кесарийский А.Г. Применение лазерно-интерференционных методов для исследования цилиндров поршневого двигателя / А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. . – 2004. – №1. – С.117-119.
4. Кесарийский А.Г. Лазерно-интерференционные исследования напряженно-деформированного состояния в технологии разработки ДВС / А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №2. – С.85-87.
5. Марченко А.П. Лазерно-интерференционные технологии в современных системах разработки ДВС / А.П. Марченко, А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №2. – С.131-135.

УДК 62-71: 536.24

Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, А.А. Гогоренко, инж., Д.С. Минчев, инж., В.Н. Антоненко, инж.

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ДИАГОНАЛЬНЫХ ПУЧКОВ ТРУБ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ МАСЛА ДВС

Введение

Современные кожухотрубчатые охладители масла (ОМ), применяемые для транспортных двигателей, должны обеспечивать необходимое сни-

жение температуры масла в системе при минимальных массах, габаритах и гидравлических сопротивлениях. Анализ существующих и применяемых теплообменников этого типа показывает, что

не все они отвечают этому условию и имеются существенные резервы улучшения их параметров за счёт применения рациональных геометрий поверхностей теплообмена (ПТ).

В частности, как показали проведенные авторами исследования, масса пучка труб штатного охладителя масла для двигателя типа 10Д100 (тепловозы серии ТЭ10) составляет 489 кг, сопротивление теплообменника по маслу 152 кПа при тепловой мощности 350 кВт. При использовании рациональной геометрии поверхности теплообмена масса охладителя может быть снижена до 184 кг, а сопротивление по маслу – до 16 кПа при той же тепловой мощности и неизменных габаритах.

Анализ публикаций

Обычно в кожухотрубчатых охладителях масла в качестве теплообменных элементов используются пучки труб с различными особенностями размещения в трубных досках и с различным видом поверхности со стороны масла – от гладких трубок до ребристых с различными геометрическими параметрами оребрения. Как правило используют монометаллические медные или латунные трубки с накатным оребрением и биметаллические, в которых на несущую медную или латунную трубку одета алюминиевая рубашка, на которой выполнено накатное оребрение.

Для выбора рациональных параметров ПТ необходимо располагать законами обмена энергией между средой (маслом) и поверхностью теплообмена. Эти законы, или граничные условия (ГУ) третьего рода, при решении задач расчёта маслоохладителей определяют величины коэффициентов теплоотдачи и сопротивления. Для решения рассматриваемого здесь вопроса ГУ должны быть представлены в виде критериальных обобщённых зависимостей по теплообмену и сопротивлению, как это обычно принято в подобных задачах. От точности ГУ в основном зависит выбор рациональных геометрических параметров ПТ. Обобщённые критериальные зависимости по теплообмену и сопротивлению в масле для различных видов ПТ не имеют широкого распространения, но в последнее время им уделяется определённое внимание. В частности, такие данные имеются в источниках [1-4]. Из них наиболее точными являются приведенные в [5, 6], что подтверждено специальными исследованиями.

Цель и постановка задачи

Целью настоящей статьи является определе-

ние рациональных геометрических параметров ПТ для диагональных пучков труб кожухотрубчатых охладителей масла транспортных двигателей. Для достижения поставленной цели была выполнена серия расчётов с помощью специально разработанных программ, обеспечивающих решение так называемой прямой (конструктивной) и обратной (проверочной) задачи.

Результаты исследования

При выборе рациональной геометрии ПТ функция цели может быть определена как достижение минимума массы теплообменного элемента при прочих равных условиях.

В данном исследовании объектами оптимизации являлись геометрические параметры ПТ, выполненной на основе диагонального пучка биметаллических труб с накатным оребрением (рис. 1).

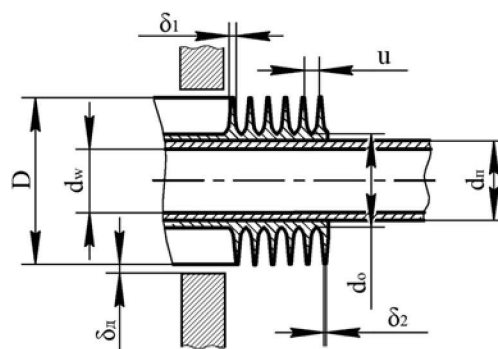


Рис. 1. Оребрённая биметаллическая ПТ

Выбор рациональных геометрических параметров маслоохладителей можно выполнять в двух возможных постановках задач: в так называемой прямой или конструктивной и в так называемой обратной или проверочной.

В прямой задаче выбор может быть связан с минимизацией массы теплообменного элемента при прочих равных условиях: для теплообменников, работающих при одинаковых параметрах теплоносителей на входе и имеющих одинаковые тепловые КПД и одинаковые сопротивления по маслу и воде. Наилучшим можно считать маслоохладитель с минимальной массой теплообменного элемента.

В обратной задаче принято фиксировать основные геометрические размеры теплообменника: его длину и диаметр. В этих условиях для теплообменников, работающих при одинаковых параметрах теплоносителей на входе, с изменением геометрии ПТ будут изменяться тепловые КПД и сопротивления по теплоносителям. Выбор рациональной геометрии в этой постановке можно свя-

зат с модифицированным критерием М.В. Кирпичёва [7]. Исходный вид критерия соответствует выражению

$$K_t = \frac{Q}{N_{\pi}},$$

где Q – тепловая мощность теплообменника, N_{π} – мощность затрат на прокачку теплоносителей.

Учитывая, что Q прямо пропорционально тепловому КПД теплообменника η , а мощность затрат прямо пропорциональна сопротивлению по маслу Δp_m (именно это сопротивление в основном изменяется с изменением вида поверхности теплообмена), можно видоизменить критерий для комплексной оценки поверхности теплообмена. Кроме того, масса теплообменного элемента M_{π} прямо пропорциональна его стоимости, и её учёт необходим для объективного сравнения различных вариантов. С учётом сказанного можно предложить следующий вид оценочного комплекса для выбора рационального результата в условиях обратной задачи:

$$K_p = \frac{\eta}{\Delta p_m M_{\pi}}.$$

Очевидно, что ПТ, обеспечившая максимальное значение этого комплекса при прочих равных условиях и принятых ограничениях (по η и Δp_m), обладает преимуществами перед прочими.

Очевидно также, что использование данного комплекса вполне возможно и в условиях решения прямой задачи, а описанный способ оптимизации можно рассматривать как частный, упрощённый случай применения данного комплекса.

Оптимизация геометрических параметров ПТ выполнялась численным способом с использованием известных методов планирования эксперимента. Производился поиск рациональных значений для трёх факторов: внутреннего диаметра трубок d_w , шага между рёбрами и высоты ребра h_p (рис. 1). Основной уровень и интервалы варьирования факторов были выбраны на основе предварительного анализа с учётом ограничений, накладываемых используемыми ГУ по теплообмену и сопротивлению:

$$d_w = 9 \pm 1 \text{ мм};$$

$$u = 2,4 \pm 0,6 \text{ мм};$$

$h_p = (D - d_o)/2 = 2; 3,5; 5; 6,5 \text{ мм}$ (соответственно наружный диаметр оребрения $D = 15,5 \dots 27,5 \text{ мм}$; несущий диаметр трубки $d_o = (d_w + 3,5) \text{ мм}$).

Прочие размеры не менялись и принимались равными: ширина ребра у основания $\delta_1 = 0,55 \text{ мм}$; ширина ребра у вершины $\delta_2 = 0,20 \text{ мм}$; наружный

диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребрённой рубашки $d_{\pi} = (d_w + 1,8) \text{ мм}$. Исключение данных параметров из числа оптимизируемых факторов объясняется особенностями технологии изготовления данной ПТ и их однозначным влиянием на величину функции цели (чем ниже их значение, тем ниже масса пучка).

Конструкция кожухотрубчатых охладителей масла предусматривает наличие зазоров δ_d (рис. 1) между трубками и разделительными диафрагмами, которые формируют направление движения потока масла. Величина этих зазоров значительно влияет как на сопротивление теплообменника по маслу, так и на условия теплоотдачи от масла к трубкам. При увеличении зазоров от минимально возможного значения наблюдается уменьшение сопротивления движению масла и снижение коэффициента теплоотдачи. При этом интенсивности изменения указанных параметров существенно различны. Используемая программа расчётов позволяет корректно учитывать влияние данного параметра путём введения поправок, полученных на основе экспериментальных исследований.

Охладители оптимизировались для двигателя типа 10Д100 (10ДН 20,7/2х25,4) мощностью 2206 кВт при 850 об/мин со следующими параметрами теплоносителей: расход масла через теплообменник $G_m = 24,7 \text{ кг/с}$; температура масла на входе в МО – $t_{m1} = 78,4 \text{ °C}$; температура масла на выходе из МО – $t_{m2} = 71,0 \text{ °C}$; давление масла на входе в МО – $p_{m1} = 362 \text{ кПа}$; расход воды через МО – $G_w = 17,1 \text{ кг/с}$; температура воды на входе в МО – $t_{w1} = 58,2 \text{ °C}$; давление воды на входе в МО – $p_{w1} = 240 \text{ кПа}$ (по данным испытаний).

Как сказано выше, целевой функцией являлась масса пучка. В качестве функции отклика использовалось регрессионное уравнение второй степени, учитывающее взаимное влияние факторов:

$$M_{\pi}(d_w, u, h_p) = a_0 + a_{11}d_w + a_{12}u + a_{13}h_p + \\ + a_{21}d_w u + a_{22}u h_p + a_{23}d_w h_p + a_{31}d_w^2 + \\ + a_{32}u^2 + a_{33}h_p^2,$$

где a_i – коэффициенты уравнения регрессии.

Представляемая этой зависимостью функция отклика исследовалась сечением плоскостью $d_w = 8 \text{ мм}$, $d_w = 9 \text{ мм}$ и $d_w = 10 \text{ мм}$, в результате чего была получена система кривых, представленная на рис. 2 (кроме $d_w = 9 \text{ мм}$). Цифры возле линий отображают значение массы теплообменных пучков маслоохладителей в килограммах.

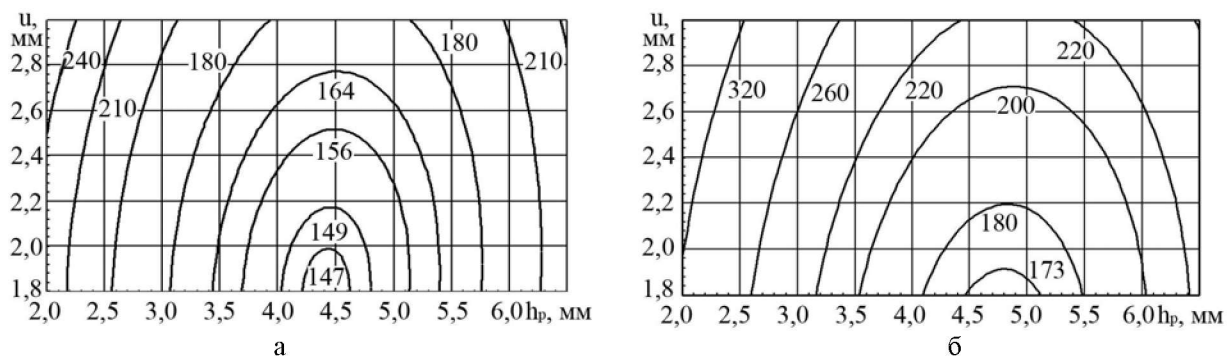


Рис. 2. Сечение функции $M_n = f(d_w, u; h_p)$ плоскостями
а) $d_w = 8$ мм; б) $d_w = 10$ мм

Из рис. 2. следует, что минимальной массой обладают пучки, для которых значение шага обрешетки u и значение внутреннего диаметра трубки d_w будут минимальными в принятом диапазоне изменения данных факторов. Значение высоты ребра h_p , соответствующее минимальной массе пучка, будет различным и зависящим от внутреннего диаметра трубки d_w . Так для ПТ с $d_w = 8$ мм – h_p составляет 4,4 мм, для ПТ с $d_w = 9$ мм – $h_p = 4,6$ мм, для ПТ с $d_w = 10$ мм – $h_p = 4,8$ мм. Указанные значения соответствуют рациональным геометрическим параметрам биметаллической трубки по результатам решения прямой задачи – $h_{рп}$.

Зависимости массы теплообменного пучка от высоты ребра при $u = 1,8$ мм для трёх различных значений d_w приведены на рис. 3.

При выполнении расчётов производилась коррекция зазоров между трубками и разделительными диафрагмами δ_d из условия обеспечения постоянного сопротивления по маслу $\Delta p_m \approx 30$ кПа при поддержании максимально допустимой скорости масла в проточной части охладителя ($w_{max} \approx 2$ м/с). Величина зазоров δ_d для всех вариантов геометрий ПТ составляла 0,26...0,77 мм. Сопротивление по воде не превышало предельно допустимых значений по ГОСТ 13211-80 [8].

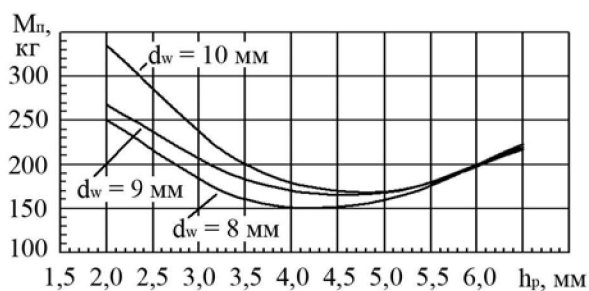


Рис. 3. Зависимость $M_n = f(h_p)$

Оптимизация на основе решения обратной задачи выполнялась с использованием комплекса K_p при неизменных размерах теплообменного аппарата, а также расходах и параметрах теплоносителей на входе. Геометрические параметры ПТ изменялись таким же образом и в тех же пределах, что и при решении прямой задачи. В результате проведенных исследований получен ряд зависимостей комплекса K_p от высоты ребра. Зависимость $K_p = f(h_p)$ для $d_w = 10$ мм представлена на рис. 4 сплошной линией. Пунктиром указана кривая КПД и штрих пунктиром – линия ограничения по КПД (не менее 0,37 по условиям эксплуатации). Коррекция зазоров проводилась аналогично, как и при решении прямой задачи.

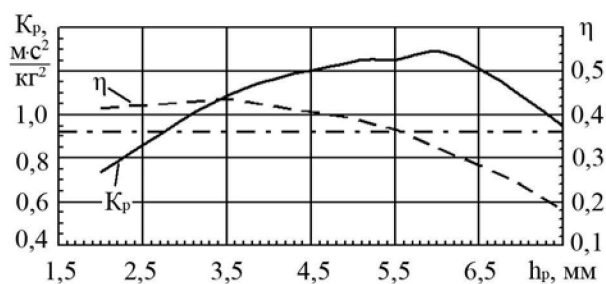


Рис. 4. Зависимость $K_p = f(h_p)$ для $d_w = 10$ мм

Из рис. 4 видно, что наибольшие значения комплекса K_p обеспечиваются при высоте ребра 5,5 мм (с учётом ограничения по КПД). Таким образом, получены рациональные геометрические параметры биметаллической трубки в условиях решения обратной задачи – $h_{ро}$.

Как видно, величина высоты ребра $h_{ро}$ не соответствует полученной в условиях свободных размеров теплообменника высоты ребра $h_{рп}$ (5,5 против 4,8 мм). Это объясняется введением фиксации наружных размеров МО. Если для тех же началь-

ных условий решить задачу без фиксации габаритов МО, то оптимум геометрии будет соответствовать установленному выше или $h_{\text{рп}}$. Соответственно в этих условиях будет достигнуто иное, более высокое значение K_p (теплообменник будет иметь меньшую массу и габаритные размеры, см. столбец 4 табл. 1).

Таким образом, снятие ограничений на габариты приведёт к дальнейшему росту комплекса K_p при фиксированном КПД. Соответственно, такой МО должен обладать лучшими качествами, как это уже было отмечено выше.

Правда, с уменьшением габаритов МО возникают определённые проблемы с его применением взамен штатного в условиях существующей практики ремонтных работ, при которой изменение размеров ремонтного теплообменника по сравнению со штатным не приветствуется.

Бериславским машиностроительным заводом (БерМЗ) была выполнена конструкция охладителя масла на базе пучка биметаллических труб, оребренных накаткой, с использованием $h_{\text{ро}}$ при образовании геометрии оребрения, которая обеспечивает максимум комплекса K_p в условиях фиксированных габаритов МО. Пучок из оребренных трубок в поперечном сечении представляет собой диагональную структуру с размещением трубок в вершинах равносторонних треугольников при максимальной плотности заполнения трубной доски. Трубки в вырезе диафрагмы отсутствуют. Диафрагмы по наружному диаметру окантовываются эластичным уплотнением, которое практически исключает наличие байпасного потока масла. Опытный образец теплообменника был установлен взамен штатного на тепловоз 2ТЭ10Ут.

В столбце 1 табл. 1 приведены данные чистого (только установленного) охладителя, предложенного БерМЗ, а в столбце 2 – такие же данные, полученные после 150 тыс. км пробега тепловоза (11 месяцев эксплуатации). В столбце 3 приведены данные для штатного теплообменника. Все данные представлены на основе эксперимента с последующей расчётной коррекцией параметров для приведения результатов испытаний к одинаковым условиям (температурам и расходам теплоносителей). В столбце 4 – расчётные данные охладителя масла с геометрией поверхности теплообмена, сформированной на основе применения $h_{\text{рп}}$.

Таблица 1. Геометрические и теплотехнические параметры всех рассматриваемых МО

Параметр	Ед. изм.	Значения параметров			
		1	2	3	4
G_m	кг/с	24,7	24,7	24,7	24,7
I_{m1}	°C	78,4	78,4	78,4	78,4
I_{m2}	°C	71,0	71,3	71,4	71,0
p_{m1}	кПа	362	362	362	362
η		0,366	0,351	0,346	0,366
K_p	м·с ² /кг ²	1,26	1,21	0,05	1,51
w_m	м/с	1,10	1,11	2,05	1,40
ΔP_m	кПа	15,8	15,8	151,9	15,7
G_w	кг/с	17,1	17,1	17,1	17,1
t_{w1}	°C	58,2	58,2	58,2	58,2
I_{w2}	°C	63,4	63,2	63,1	63,4
p_{w1}	кПа	240	240	240	240
w_w	м/с	1,20	1,20	1,09	1,37
ΔP_w	кПа	13,4	14,2	17,6	16,6
D	мм	24,5	24,5	10,0	23,1
d_o	мм	13,5	13,5	–	13,5
d_{Π}	мм	11,8	11,8	–	11,8
d_w	мм	10,0	10,0	8,0	10,0
n	мм	2,5	2,5	–	2,5
δ_1	мм	0,55	0,55	–	0,55
δ_2	мм	0,2	0,2	–	0,2
δ_d	мм	0,61	0,61	0,14	0,52
S_1	мм	27,0	27,0	13,0	25,6
S_2	мм	23,4	23,4	11,3	22,2
b_w		1	1	3	1
Z_{cv}	шт.	0	0	176	0
Z	шт.	186	186	955	162
$Z_{дф}$	шт.	13	13	13	13
D_T	м	0,464	0,464	0,464	0,366
L_T	м	1,974	1,974	1,974	1,974
M_{Π}	кг	183,9	183,9	489,1	153,9
F	м ²	111,0	111,0	59,2	83,1

Примечание: w_w – скорость воды в трубках; ΔP_w – сопротивление теплообменника по воде; S_1 – шаг между трубками, перпендикулярный движению масла; S_2 – шаг между трубками по глубине; b_w – число ходов теплообменника по воде; Z_{cv} – число трубок в сегментных вырезках; Z – общее число трубок; $Z_{дф}$ – число диафрагм; D_T – диаметр теплообменника; L_T – длина теплообменного пучка; F – полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения.

